

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

## Four-wheel drive control system for vehicle

Patent Number: ☐ US5947224  
Publication date: 1999-09-07  
Inventor(s): KOUNO KAZUYUKI (JP)  
Applicant(s): NISSAN MOTOR (JP)  
Requested Patent: ☐ JP9109716  
Application Number: US19960731741 19961018  
Priority Number(s): JP19950271112 19951019  
IPC Classification: B60K17/34  
EC Classification: B60K23/08B, B60K17/35  
Equivalents:

---

### Abstract

---

A four-wheel drive control system for an automotive vehicle equipped with a transfer including a friction clutch for distributing a driving force to rear wheels and front wheels under a control of an engaging force of the friction clutch. The four-wheel drive control system comprises a driving force distribution control system which is arranged to (a) set first driving force distributed amounts respectively to the rear and front wheels in accordance with a detected value of a rotational speed difference between the rear and front wheels in a manner that a driving force to be applied to the front wheels increases with an increase in the detected value of the rotational speed difference, (b) set second driving force distributed amounts respectively to the rear and front wheels in accordance with a detected value of a throttle opening degree when the judgment is made such that the vehicle is at starting, and (c) control the engaging force of the friction clutch of the driving force distribution adjusting device in accordance with the first and second driving force distributed amounts. Additionally, the driving force distribution control system includes a second driving force distributed amounts adjusting device for setting smaller the driving force distributed amount of the second driving force distributed amounts to the front wheels when the rotational speed of the front wheels is over that of the rear wheels, than that set when the rotational speed of the rear wheel is over that of the front wheels, at the starting of the vehicle.

---

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-109716

(43)公開日 平成9年(1997)4月28日

(51)Int.Cl.<sup>8</sup>B 6 0 K 17/348  
23/04

識別記号

庁内整理番号

F I

B 6 0 K 17/348  
23/04

技術表示箇所

B  
D

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 11 頁)

(21)出願番号 特願平7-271112

(22)出願日 平成7年(1995)10月19日

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 河野 和之

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

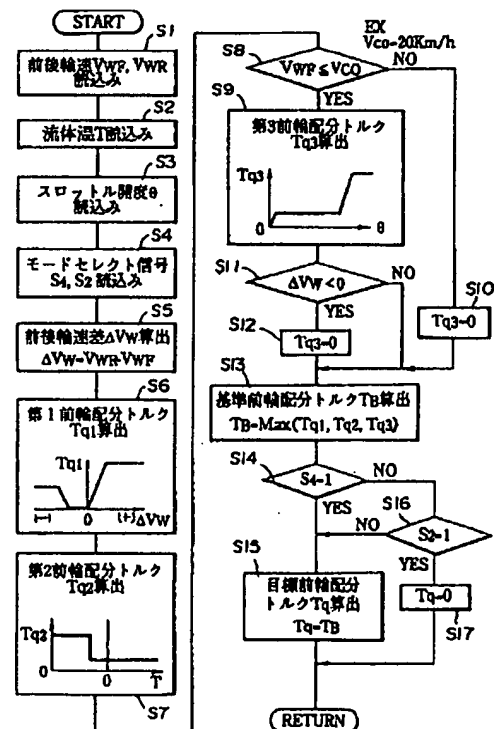
(74)代理人 弁理士 森 哲也 (外2名)

(54)【発明の名称】 車両の四輪駆動制御装置

(57)【要約】

【課題】低 $\mu$ 路面及び高 $\mu$ 路面における車両発進性を向上させることが可能な車両の四輪駆動制御装置を提供する。

【解決手段】車両の通常走行時には、主駆動輪である後輪速 $V_{WR}$ と副駆動輪である前輪速 $V_{WF}$ との前後輪速差 $\Delta V_w$ に応じて前輪配分トルク $T_{q1}$ を増加するフィードバック制御が行われ、車両の発進時には、スロットル開度 $\theta$ に応じて前輪配分トルク $T_{q3}$ を設定するフィードフォワード制御が行われる。そして、車両の発進時に、車両の前輪速 $V_{WF}$ が後輪速 $V_{WR}$ を上回っていると判断すると、副駆動輪への駆動力配分トルクを、車両の後輪速が前輪速を上回っているときの副駆動輪への駆動力配分トルクより小さく設定する。これにより、高 $\mu$ 路面を発進した直後に旋回してもタイトコーナブレイキ現象の発生が回避され、且つ車両が低 $\mu$ 路面を急発進する際にも駆動力配分の応答性が早くなる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の前後輪の何れか一方を主駆動輪とし、他方を副駆動輪として、制御信号に応じた係合力の可変制御によって前記主駆動輪及び副駆動輪への駆動力配分を行う摩擦クラッチを有する駆動力配分調整手段と、前記主駆動輪及び副駆動輪の回転数差を検出する回転数差検出手段と、スロットル開度を検出するスロットル開度検出手段と、車両の発進時を判定する車両走行判断手段と、前記回転数差の検出値に基づいて当該回転数差の検出値の増加に伴って前記副駆動輪の駆動力が増加するように前記主副駆動輪間の駆動力配分量を設定し、且つ前記車両走行判断手段により車両が発進時であると判断したときに、前記スロットル開度検出手段のスロットル開度検出値に基づいて前記主副駆動輪間の駆動力配分量を設定し、これら車両の走行状態に応じた駆動力配分量に基づいて前記摩擦クラッチを制御する駆動力配分制御手段とを備えた車両の四輪駆動制御装置において、前記駆動力配分制御手段は、前記車両走行判断手段の判定による車両の発進時に、車両の前輪回転数が後輪回転数を上回っているときに、前記スロットル開度検出値に基づいて設定される前記副駆動輪への駆動力配分量を、車両の後輪回転数が前輪回転数を上回っているときの前記副駆動輪への駆動力配分量よりも小さく設定する配分量停止手段を備えたことを特徴とする車両の四輪駆動制御装置。

【請求項2】 前記配分量停止手段は、前記回転数差検出手段により検出された主駆動輪及び副駆動輪の回転数差検出値の正負値の判定を行うことにより、車両の前輪回転数が後輪回転数を上回っているか否かを判断することを特徴とする請求項1記載の車両の四輪駆動制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両の前後輪に生じる回転数差に応じて摩擦クラッチの締結力を制御して前後輪間の駆動力配分を制御するようにした車両の四輪駆動制御装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】従来の車両の四輪駆動制御装置としては、例えば前後輪のうち何れか一方を主駆動輪とし、他方を副駆動輪に設定して、通常時にはエンジンからの出力全部或いはその大半を主駆動輪への駆動力（厳密には車輪に伝達されるのは駆動トルクであって、実際にタイヤが路面を蹴って車両を移動させる駆動力とは異なるが、ここでは駆動トルクを含めて車両を移動させる力を駆動力と総称する）として伝達し、主駆動輪への駆動力が過多となる状況で副駆動輪に駆動力を配分するものがある。そこで、主駆動輪への主推進軸と副駆動輪への副推進軸との間に摩擦クラッチを介装し（正確には変速機の出力軸と副推進軸との間である）、前記主駆動輪と副

駆動輪との回転数差から当該主駆動輪への駆動力過多状況を検出し、この回転数差が大きいほど当該主駆動輪への駆動力が過多であることにより、当該回転数差検出値が増加すると共に副駆動輪への駆動力が増加するように主副駆動輪間の駆動力配分量を設定し、この場合は変速機出力軸と副推進軸との間に摩擦クラッチが介装されているから、前記駆動力配分量の副駆動輪への駆動力が増加するにつれて摩擦クラッチの係合力を増加するようにしている。

【0003】ところで、低μ路面の発進時には、主駆動輪のスリップが発生し易い状況を予めアクセルペダルの踏み込み量（以下、スロットル開度とも記す）等によって検出し、主駆動輪のスリップの発生或いは増加する以前に、当該発進時においてスロットル開度が大きくなるほど、副駆動輪に伝達される駆動力が大きくなるように主副駆動輪間の駆動力配分量を設定する、いわゆる駆動力配分フィードフォワード制御が提案されている（以下、従来技術1という。）。

【0004】しかし、この従来技術1は、発進直後に旋回走行に移行すると、摩擦クラッチの係合力が大き過ぎて前後輪間で発生する回転数差が吸収できずに、タイトコーナブレーキ現象（前後輪間の回転数差がインタロックとなって制動されてしまう現象）が発生しやすい。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】そこで、車両が発進直後に旋回してもタイトコーナブレーキ現象を回避する技術として、例えば特開昭56-138020号公報に記載された発明（以下、従来技術2と言う。）が知られている。この従来技術2は、前後輪の回転数差が所定値以上となった場合に、副駆動輪に対する駆動力（配分量）を零として車両を二輪駆動状態とする技術である。

【0006】しかし、発進直後に前後輪の回転数差が所定値以上となる状態は、タイトコーナブレーキ現象が発生するときに前輪回転数が後輪回転数を上回る状態の他に、低μ路面での急発進により駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数を上回る場合でも同様の状態となる。このように、ただ単に前後輪の回転数差の大きさを判断している従来技術2は、低μ路面での急発進時に二輪駆動状態となることによって主駆動輪がスリップ状態となりやすく、車両の発進性の面で問題がある。

【0007】本発明は前記諸問題に鑑みて開発されたものであり、低μ路面や急坂路での発進時の主駆動輪のスリップの発生と、高μ路面での発進直後の旋回時のタイトコーナブレーキ現象とを同時に解決することができる車両の四輪駆動制御装置を提供することを目的とするものである。

## 【0008】

【課題を解決するための手段】本発明の四輪駆動制御装置は、車両の前後輪の何れか一方を主駆動輪とし、他方を副駆動輪として、制御信号に応じた係合力の可変制御

によって前記主駆動輪及び副駆動輪への駆動力配分を行う摩擦クラッチを有する駆動力配分調整手段と、前記主駆動輪及び副駆動輪の回転数差を検出する回転数差検出手段と、スロットル開度を検出するスロットル開度検出手段と、車両の発進時を判定する車両走行判断手段と、前記回転数差の検出値に基づいて当該回転数差の検出値の増加に伴って前記副駆動輪の駆動力が増加するように前記主副駆動輪間の駆動力配分量を設定し、且つ前記車両走行判断手段により車両が発進時であると判断したときに、前記スロットル開度検出手段のスロットル開度検出値に基づいて前記主副駆動輪間の駆動力配分量を設定し、これら車両の走行状態に応じた駆動力配分量に基づいて前記摩擦クラッチを制御する駆動力配分制御手段とを備えた車両の四輪駆動制御装置において、前記駆動力配分制御手段は、前記車両走行判断手段の判定による車両の発進時に、車両の前輪回転数が後輪回転数を上回っているときに、前記スロットル開度検出値に基づいて設定される前記副駆動輪への駆動力配分量を、車両の後輪回転数が前輪回転数を上回っているときの前記副駆動輪への駆動力配分量よりも小さく設定する配分量停止手段を備えている。

【0009】また、前記配分量停止手段は、前記回転数差検出手段により検出された主駆動輪及び副駆動輪の回転数差検出値の正負値の判定を行うことにより、車両の前輪回転数が後輪回転数を上回っているか否かを判断する手段が望ましい。本発明の車両の四輪駆動制御装置によれば、車両が高 $\mu$ 路面を発進（例えば、例えば20km/h以下の走行）した直後に旋回に移行すると、配分量停止手段は、車両の前輪回転数が後輪回転数を上回っていることを判断し、スロットル開度検出値に基づいて設定される前記副駆動輪への駆動力配分量を、車両の後輪回転数が前輪回転数を上回っているときの前記副駆動輪への駆動力配分量よりも小さく設定する。これにより、前後輪で発生した回転数差を吸収することが可能な摩擦クラッチの係合力とするので、タイトコーナブレーキ現象の発生が回避される。

【0010】また、車両が低 $\mu$ 路面を発進すると、フィードフォワード制御としたスロットル開度検出手段のスロットル開度検出値に基づく副駆動輪への所定の駆動力配分量が設定され、駆動力配分調整手段は、応答性を早くして摩擦クラッチによる副駆動輪への駆動力配分を行う。これにより、主駆動輪のスリップの発生が抑制される。

【0011】一方、例えば車両が通常速度（例えば、例えば20km/hを越えた走行速度）で走行しているとき、下り坂の低 $\mu$ 路面においてエンジンブレーキがかかり、後輪のロック又はロック傾向により車両の前輪回転数が後輪回転数を上回るが、本発明に係る配分量停止手段は、車両の発進時のみに副駆動輪への駆動力配分量を零に設定するので、車両の通常走行時の駆動力配分制御に

影響を与えることがない。

【0012】

【発明の実施の形態】以下、本発明の車両の四輪駆動制御装置の実施例を添付図面に基いて説明する。この実施例は、FR（フロントエンジン・リアドライブ）方式をベースにした四輪駆動車両用駆動力配分制御装置のトランスファクラッチに適用したものである。

【0013】図1において1は回転駆動源、即ち機関としてのエンジン、2FL～2RRは前左輪～後右輪、3は各車輪2FL～2RRへの駆動力配分比を変更制御可能な駆動力伝達系、4は駆動力伝達系3による駆動力配分を制御する駆動力配分制御装置を示す。前記駆動力伝達系3は、エンジン1からの駆動力を断続する図示されないクラッチと、このクラッチの出力を選択された歯車比で変速する変速機12と、この変速機12からの駆動力を前輪（副駆動輪）2FL、2FR側及び後輪（主駆動輪）2RL、2RRに分割するトランスファ14とを備えている。そして、駆動力伝達系3では、前記トランスファ14で分割された前輪側駆動力が前輪側出力軸16、フロントディファレンシャルギヤ18及び前輪側ドライブシャフト20を介して、前輪2FL、2FRに伝達される。一方、後輪側駆動力がプロペラシャフト（後輪側出力軸）22、リヤディファレンシャルギヤ24及び後輪側ドライブシャフト26を介して、後輪2RL、2RRに伝達される。

【0014】前記トランスファ14は、図2に示すようにトランスファケース28内に挿通された入力軸30の同図の左方端部が前記変速機12の出力側に連結され、この入力軸30はベアリング31等によって回転自在に軸支されている。また、入力軸30の図2における右方端部は、ベアリング32によって回転自在に軸支された出力軸33に結合され、この出力軸33がプロペラシャフト22に連結されている。なお、このトランスファ及び後述するトランスファクラッチの詳細な構造については、例えば本出願人が先に提案した特開平1-204826号公報を参照されたい。

【0015】一方、前記入力軸30の中央部には、前後輪に対するトルク配分比を変更できる可変トルククラッチとしての流体式多板クラッチ機構37が設けられている。このクラッチ機構37は、入力軸30にスプライン結合されたクラッチドラム37aと、このクラッチドラム37aに回転方向に係合させたフリクションプレート37bと、前記入力軸30の外周部にニードルベアリング等を介して回転自在に軸支されたクラッチハブ37cと、このクラッチハブ37cに回転方向に係合させたフリクションディスク37dと、クラッチ機構37の図2における右方に配置されたクラッチピストン37eと、このクラッチピストン37eとクラッチドラム37aとの間に形成されたシリンダ室37fとを備えている。また、このクラッチ機構37において、37hはクラッチ

ピストンプレート37eに対するリターンズpringである。また、このクラッチ機構37は、図2の左方端部に図示のように装着されたギヤトレインを介して前輪側にも連結されている。即ち、ここでは前記クラッチハブ37cは、第1のギヤ41aにスプライン結合され、この第1のギヤ41aは、ベアリング40a、40bによって回転自在な第2のギヤ41bに噛合され、この第2のギヤ41bは、ベアリング42、43によって回転自在な第3のギヤ41cを介して前述した前輪側出力軸16に連結されている。

【0016】前記トランスファケース28の側面所定位置には、後述するクラッチ制御装置の一部を構成する圧力制御弁66からの作動流体圧が、制御力として供給される入力ポートが形成されており、この入力ポートから前記シリンダ室37fに当該作動流体圧が供給される。このため、前記入力ポートに作動流体圧の供給がない状態、即ちクラッチ機構37のシリンダ室37fの圧力が

$$\Delta T = P \cdot S \cdot 2n \cdot \mu \cdot r_a$$

ここで、Sはピストン37eの圧力作用面積、nはフリクションディスク枚数、 $\mu$ はクラッチ板の摩擦係数、 $r_a$ はフリクションディスクのトルク伝達有効半径である。つまり前輪側への伝達トルク $\Delta T$ は供給流体圧Pに比例し、結局、締結力に応じて駆動トルクが後輪側及び前輪側に配分伝達される。この前後輪に対するトルクの配分比は、前記入力ポートに供給する作動流体の圧力Pに応じて(0:100~50:50まで)連続的に変更できる。

【0018】一方、図1に戻って前記駆動力配分制御装置4は、前記トランスファ14と、リザーバ35b内の作動流体を加圧供給する流体圧力源35と、この流体圧力源35からの供給流体圧を可変制御して前記流体式多板クラッチ機構37の入力ポートに作動流体を供給する圧力制御弁50と、前輪速 $V_{wf}$ を検出する前輪速センサ54及び後輪速 $V_{wr}$ を検出する後輪速センサ56と、アクセルペダル49の踏み込み量からスロットル開度 $\theta$ を検出するスロットル開度センサ48と、各輪への駆動力配分を選択できるようにしたモードセレクトスイッチ52と、前記リザーバ35b内の作動流体温度Tを検出する流体温度センサ51と、これらのセンサからの検出信号に基づいて前記圧力制御弁50の出力流体圧を制御するコントロールユニット58とを備えてなる。

【0019】前記流体圧力源35は、図2に示すように電動モータ35aによって回転駆動され、リザーバ35b内の作動流体を昇圧して前記クラッチ機構37の入力ポートに供給するポンプ35cと、このポンプ35cの吐出側に介装された逆止弁35dと、この逆止弁35d及び前記入力ポート間の管路に接続されたアキュムレータ35eと、このアキュムレータ35eの接続点に接続されたリリーフ弁35kとを備え、このアキュムレータ35eの接続点及びクラッチ機構37の入力ポ

大気圧若しくはほぼ大気圧に等しい状態では、リターンズpring37hの弾性力により、前記フリクションプレート37bとフリクションディスク37dとが離間している。従って、この状態では入力軸30に伝達された入力トルクの全部が出力軸33、プロペラシャフト22を介して後輪側に伝達され、当該後輪側のみの二輪駆動状態となる。一方、入力ポートに作動流体圧が供給されている状態では、そのシリンダ室37fの加圧程度に応じてクラッチピストン37eによる押圧力が発生し、これに対してフリクションプレート37bとフリクションディスク37dとの間に摩擦力による係合力(締結力)が発生し、これにより全駆動トルクのうちの一部分が出力軸16を介して前輪側にも伝達される。この前輪側への伝達トルク $\Delta T$ は供給作動流体圧Pに対して下記1式で与えられるように供給作動流体圧Pに対してリニアに増加する。

【0017】

..... (1)

ト間からリザーバ62に分岐されたドレン配管63に前記圧力制御弁50が介装されている。

【0020】前記圧力制御弁50は、所謂デューティ比制御型の常時開減圧弁で構成されており、前述のようにポンプ35cの吐出側から入力ポートへの管路に接続されたドレン配管63に介装されている。この圧力制御弁50は、所謂PWM(PulseWidth Modulation)制御によって、そのソレノイド50aに供給されるデューティ比に応じた電圧信号 $V_{D/T}$ に応じて当該減圧弁内に配設されたスプールの開度が定まり、これにより電圧信号 $V_{D/T}$ のデューティ比が大きくなると当該減圧弁の一次側、即ちクラッチ機構37側の制御圧 $P_c$ が高くなる。ここで、クラッチ機構37側の制御圧 $P_c$ は当該クラッチ機構37の係合力とリニアであり、当該クラッチ機構37の係合力は前輪側に伝達される駆動力とリニアであるため、このPWM制御によって達成される前輪側への駆動力配分量(例えば0~115kgm=全駆動力の半分) $T_q$ は、前記デューティ比D/Tに対して図3に示すように二次曲線的に単純増加するようになっている。

【0021】一方、前記前輪速センサ54及び後輪速センサ56は、前記前輪側出力軸16及び後輪側のプロペラシャフト22の所定位置に個別に装備され、各輪の回転数を光学方式又は電磁方式で検知して、これに応じたパルス信号又は正弦波信号による前後輪速 $V_{wf}$ 、 $V_{wr}$ を個別にコントロールユニット58に出力するように構成されている。

【0022】また、前記モードセレクトスイッチ52は、例えばインストルメントパネル等の運転席近傍に設けられており、例えば主駆動輪である後輪のみに駆動力が伝達される二輪走行状態を希望するために運転者が二輪走行モードを当該モードセレクトスイッチ52上で選択すると、論理値“1”のON状態である二輪走行モ

ードセレクト信号 $S_1$ が出力され、車両の走行状態或いは運転者による操作入力状態に応じて0:100~50:50の間で前後輪の駆動力配分量が自動的に制御される四輪自動走行状態を希望するために四輪自動走行モードを選択すると、論理値“1”のON状態である四輪自動走行モードセレクト信号 $S_4$ が出力され、一方の論理値“1”のON状態であるモードセレクト信号が出力されているときには、論理値“0”のOFF状態を示す他方のモードセレクト信号が出力されるように構成されている。前記スロットル開度センサ48は、アクセル操作量として得られるスロットルの開度を検出するためにポジション等で構成されており、具体的にアクセル操作量が“0”であるとき、即ちアクセルペダルの踏み込みがないときのスロットル開度を0%とし、アクセルペダルを限界まで踏込んだときのスロットル開度を100%として、その間で当該アクセルペダルの踏み込み量に応じて次第に増加する電圧出力からなるスロットル開度 $\theta$ をコントロールユニット58に出力する。

【0023】前記コントロールユニット58はマイクロコンピュータ70と、前記圧力制御弁50を駆動する駆動回路59とを備えている。また、マイクロコンピュータ70は前記各センサからの検出信号を各検出値として読込むためのA/D変換機能を有する入力インタフェース回路70aと、演算処理装置70bと、ROM、RAM等の記憶装置70cと、前記演算処理装置70bで得られたクラッチ係合力制御信号 $S_1$ を出力するためのD/A変換機能を有する出力インタフェース回路70dとを備えている。このコントロールユニット58のマイクロコンピュータ70では、後段に詳述する図4の演算処理に従って、前記前後輪速 $Vw_f$ 、 $Vw_r$ の偏差 $\Delta Vw$ から第1前輪配分トルク $Tq_1$ を算出し、前記流体温度 $T$ から第2前輪配分トルク $Tq_2$ を算出し、前記スロットル開度 $\theta$ から第3前輪配分トルク $Tq_3$ を算出し、これらのうちの最大値から基準前輪配分トルク $T_0$ を算出

$$\Delta Vw = Vw_r - Vw_f$$

次にステップS6に移行して、前記ステップS5で算出された前後輪速差 $\Delta Vw$ を用いて、図5に示す制御マップから第1前輪配分トルク $Tq_1$ を算出設定する。この図5の制御マップでは、前後輪速差 $\Delta Vw$ が正值で且つ所定閾値 $(+\Delta Vw_1)$ 以上の領域では、第1前輪配分トルク $Tq_1$ は比較的大きな所定値 $Tq_{11}$ (例えば115kgmであり、具体的には前後輪駆動力配分量が50:50となる最大配分量)に保持され、この正值の所定閾値 $(+\Delta Vw_1)$ から“0”までの領域では前後輪速差 $\Delta Vw$ の増加に伴って第1前輪配分トルク $Tq_1$ がリニアに増加し、一方、当該前後輪速差 $\Delta Vw$ が負値であり場合には、当該 $\Delta Vw$ が“0”から負値の第1所定閾値 $(-\Delta Vw_1)$ までは第1前輪配分トルク $Tq_1$ が“0”となる不感帯が設定され、一方、前後輪速差 $\Delta Vw$ が、この第1所定閾値 $(-\Delta Vw_1)$ より小さい負値

し、さらに前記モードセレクト信号 $S_4$ 、 $S_2$ から目標前輪配分トルク $Tq$ を設定し、この目標前輪配分トルク $Tq$ を制御信号 $S_7$ として駆動回路59に向けて算出出力する。

【0024】前記駆動回路59は、前記マイクロコンピュータ70から出力される制御信号 $S_7$ としての目標前輪配分トルク $Tq$ が達成されるように、前記図3の特性曲線に従って圧力制御弁50のソレノイド50aのデューティ比 $D/T$ を設定し、このデューティ比 $D/T$ をなす駆動信号としての指令電圧信号 $V_{0/T}$ を出力するために、例えば基準波発生回路やコンパレータ等を含む所謂PWM駆動回路で構成されている。

【0025】次に、本実施例のコントロールユニット内で行われる演算処理について図4のフローチャートを用いて説明する。この演算処理は、前記マイクロコンピュータ内で所定サンプリング時間 $\Delta T$ (例えば10msec)毎のタイム割込処理として実行される。なお、このフローチャートでは、特に通信のためのステップを設けていないが、演算処理に必要なマップやプログラム、或いは所定の演算式等は前記記憶装置70cのROMから随時読込まれ、また演算により得られた算出値や各情報値は随時記憶装置70cのRAMに記憶されるものとする。

【0026】この演算処理では、まず、ステップS1で、前記前輪速センサ54からの前輪速 $Vw_f$ 及び後輪速センサ56からの後輪速 $Vw_r$ を読込む。次にステップS2に移行して、前記流体温度センサ51からの流体温度 $T$ を読込む。次にステップS3に移行して、前記スロットル開度センサ48からのスロットル開度 $\theta$ を読込む。

【0027】次にステップS4に移行して、前記モードセレクトスイッチ52からのモードセレクト信号 $S_4$ 、 $S_2$ を読込む。次にステップS5に移行して、前記ステップS1で読込まれた前輪速 $Vw_f$ 及び後輪速 $Vw_r$ を用いて、下記(2)式に従って前後輪速差 $\Delta Vw$ を算出する。

$$\dots\dots\dots (2)$$

の第2所定閾値 $(-\Delta Vw_2)$ 以下では、第1前輪配分トルク $Tq_1$ は比較的小きな所定値 $Tq_{12}$ (例えば50kgm程度)に保持され、この負値の第2所定閾値 $(-\Delta Vw_2)$ から“0”までの領域では前後輪速差 $\Delta Vw$ の減少に伴って第1前輪配分トルク $Tq_1$ がリニアに増加されるようになっている。

【0028】次にステップS7に移行して、前記ステップS2で読込まれた流体温度 $T$ を用いて、図6に示す制御マップから第2前輪配分トルク $Tq_2$ を算出設定する。この図6の制御マップでは、流体温度 $T$ が“0℃”より低い所定閾値 $T_1$ (例えば-10℃)以上の通常作動温度領域では、第2前輪配分トルク $Tq_2$ は小さな所定値 $Tq_{20}$ (例えば2~4kgm)に維持され、流体温度 $T$ が前記所定閾値 $T_1$ より低い寒冷作動温度領域では、大きな所定値(例えば60kgm程度)に維持されるようにな

っている。

【0029】次にステップS8に移行して、車体速と等価又はほぼ等価と考えられる前記ステップS1で読込まれた前輪速（副駆動輪速） $V_{wf}$ が、予め設定された所定車体速 $V_{c0}$ （例えば20km/h）以下であるかを判定し、当該前輪速 $V_{wf}$ が所定車体速 $V_{c0}$ 以下である場合にはステップS9に移行し、そうでない場合にはステップS10に移行する。

【0030】前記ステップS9では、前記ステップS3で読込まれたスロットル開度 $\theta$ を用いて、図7に示す制御マップから第3前輪配分トルク $T_{q3}$ を算出設定してからステップS11に移行する。この図7の制御マップでは、スロットル開度 $\theta$ が大きいときには、第3前輪配分トルク $T_{q3}$ が増大し、スロットル開度 $\theta$ が小さいときには、大きな第3前輪配分トルク $T_{q3}$ が減少するようになっている。なお、アクセルペダルの踏み直後のスロットル開度 $\theta_1$ により一定する第3前輪配分トルク $T_{q3}$ は、前記図6に示す制御マップにおける第2前輪配

$$T_B = \text{MAX}(T_{q1}, T_{q2}, T_{q3}) \quad \dots\dots\dots (3)$$

但し、式中、MAXは最大値選出を示す。

次にステップS14に移行して、前記四輪自動走行モードセレクト信号 $S_4$ が論理値“1”のON状態であるかを判定し、当該四輪自動走行モードセレクト信号 $S_4$ がON状態である場合にはステップS15に移行し、そうでない場合にはステップS16に移行する。

【0034】前記ステップS16では、前記二輪走行モードセレクト信号 $S_2$ が論理値“1”のON状態であるかを判定し、当該二輪走行モードセレクト信号 $S_2$ がON状態である場合にはステップS17に移行し、そうでない場合には前記ステップS15に移行する。前記ステップS15は、前記ステップS13で算出された基準前輪配分トルク $T_B$ を基準前輪配分トルク $T_q$ に設定し、この基準前輪配分トルク $T_q$ を前記記憶装置70cに更新記憶してからメインプログラムに復帰する。

【0035】また、前記ステップS17では、“0”を基準前輪配分トルク $T_q$ に設定し、この値を記憶装置70cに更新記憶してからメインプログラムに復帰する。次に本実施形態の四輪駆動制御装置による作用を説明する。まず、前記図2に示す流体圧制御装置の作用についてであるが、本実施形態の車両が独立した流体圧制御装置を備えていること、並びに当該流体圧制御装置でのライン圧は前述のように一定又はほぼ一定に自動調整されること、及び前記圧力調整弁50へのデューティ比制御によるクラッチ係合力及び前輪への駆動トルク配分調整については、前述の通りであるのでこれらの詳細な説明を省略する。

【0036】まず、車両の通常走行時において、前記図4の演算処理のステップS1で読込まれる前後輪速 $V_{wf}$ 、 $V_{wr}$ 間に前後輪速差 $\Delta Vw$ が発生すると、同ステップS6で第1前輪配分トルク $T_{q1}$ が算出設定され

分トルク $T_{q2}$ の小さな所定値 $T_{q20}$ より大きく設定されている。

【0031】一方、前記ステップS10では、前記第3前輪配分トルク $T_{q3}$ を“0”に設定してから前記ステップS13に移行する。前記ステップS11では、前記ステップS5で算出した前後輪速差 $\Delta Vw$ が、負値（ $\Delta Vw < 0$ ）であるかを判定し、当該前後輪速差 $\Delta Vw$ が負値である場合にはステップS12に移行し、前後輪速差 $\Delta Vw$ が“0”又は正值である場合には（ $\Delta Vw \geq 0$ ）、ステップS13に移行する。

【0032】そして、前記ステップS13では、前記ステップS6で設定された第1前輪配分トルク $T_{q1}$ 及びステップS7で設定された第2前輪配分トルク $T_{q2}$ 及びステップS9、ステップS10又はステップS12で設定された第3前輪配分トルク $T_{q3}$ のうちの最大値を下記(3)3に従って選出して、それを基準前輪配分トルク $T_B$ として算出設定する。

【0033】

る。このステップS6で用いられる第1前輪配分トルク $T_{q1}$ 算出のための制御マップは前述の図5に示した通りであり、その変数となる前後輪速差 $\Delta Vw$ の定義式が、前記(2)式による主駆動輪速（後輪速 $V_{wr}$ ）から副駆動輪速（前輪速 $V_{wf}$ ）を減じた値であるために、当該前後輪速差 $\Delta Vw$ が正值である場合は、路面 $\mu$ の低下や急加速等によって主駆動輪である後輪2RL、2RRが車体速を上回ってスリップしている状態を示す。この正值のスリップ量である前後輪速差 $\Delta Vw$ が大きくなるほど、副駆動輪である前輪への駆動力を大きくして、アンダステアを含む走行安定性を高めるべきであるから、前記図5の制御マップのように当該前後輪速差 $\Delta Vw$ が正值であり且つ“0”から正值の所定閾値（ $+\Delta Vw_1$ ）までの間で当該前後輪速差 $\Delta Vw$ の増加と共に第1前輪配分トルク $T_{q1}$ を速やかに増加させ、前後輪速差 $\Delta Vw$ がこの正值の所定閾値（ $+\Delta Vw_1$ ）以上の領域では、例えば前後輪駆動力配分量を50:50となる、いわゆる四輪直結状態として走行安定性を最大限に高めることができる。

【0037】一方、車両の通常走行時において前後輪速差 $\Delta Vw$ が負値である場合は、例えば低 $\mu$ 路面においてエンジンブレーキ力やホイールシリング力によって主駆動輪である後輪2RL、2RRが車体速を下回ってロック又はロック傾向を示しているか（実際のホイールシリング力による後輪制動力はプロポーションナルバルブ等によって前輪とほぼ同時にロック傾向になるように調整されていることが多い）、例えば高 $\mu$ 路面において或る程度以下の旋回半径で旋回走行していて、旋回半径の大きい前輪が旋回半径の小さい後輪よりも速く（多く）回転している状態を示す。このような後輪のロック又はロック傾向や旋回走行を示す負値の前後輪速差 $\Delta Vw$ が数値



的に小さくなるほど、副駆動輪である前輪への駆動力を大きくして、舵取り効果やアンダステアを含む走行安定性を高めるべきである。しかしながら、その一方で、後輪のロック傾向があまり大きくないときに前輪への駆動力を大きくし、相対的に後輪の駆動力が小さくなると、いわゆる摩擦円の概念に従って後輪はますますロック傾向に陥る。また、主駆動輪である後輪の絶対回転数が小さい低速走行時の小旋回中では、前後輪速差 $\Delta V_w$ もさほど小さな負値とならず、このような状態で前輪への駆動力を大きくするために前記クラッチ機構37の係合力を大きくすると、前後輪間の回転数差を吸収できずにインターロックがかかる、いわゆるタイトコーナブレーキ現象が発生してしまう。そこで、前記図5の制御マップでは、前記前後輪速差 $\Delta V_w$ が“0”から前記負値の第1所定閾値 $(-\Delta V_{w1})$ までの間を不感帯に設定して、この間は第1前輪配分トルク $T_{q1}$ を“0”とすることで、前記後輪ロック傾向の増幅やタイトコーナブレーキ現象を回避し、当該前後輪速差 $\Delta V_w$ が前記負値の第1所定閾値 $(-\Delta V_{w1})$ から負値の第2所定閾値 $(-\Delta V_{w2})$ までの間で当該前後輪速差 $\Delta V_w$ の減少と共に第1前輪配分トルク $T_{q1}$ を速やかに増加させ、前後輪速差 $\Delta V_w$ がこの負値の第2所定閾値 $(-\Delta V_{w2})$ 以下の領域では、或る程度、より具体的には前輪の駆動力が後輪のその1/4程度になるまで前輪駆動力配分量を高めてアンダステアを含む走行安定性を適切に高めることができる。

【0038】次に、図4の演算処理では前記流体温度センサ51で検出され且つ同ステップS2で読込まれたリザーバ35b内の流体温度 $T$ から、同ステップS7で第2前輪配分トルク $T_{q2}$ が算出設定される。既知のように、通常の流体圧制御装置に用いられる作動流体は、“0℃”を大きく下回る氷点下の低温作動環境で、その粘度が大きくなり過ぎてアクチュエータの動特性が変化してしまう傾向にある。本実施形態では、このような低温作動環境で、例えば前記圧力制御弁50へのデューティ比に対して所定の作動流体圧がクラッチ機構37に供給されず、その結果、前後輪間の駆動力配分量が目標値に一致せず、誤動作する虞れがある。また、“0℃”を大きく下回る氷点下の低温作動環境は、路面が凍結し易く、降雪や積雪の可能性も高い。従って、前記図8の制御マップによれば、前記作動流体温度 $T$ が氷点下に設定された前記所定閾値 $T_1$ 以下の領域では、第1前輪配分トルク $T_{q2}$ を、例えば前後輪駆動力配分量を50:50となる、いわゆる四輪直結状態の大きな所定値 $T_{q21}$ まで高めて、流体圧制御装置の誤動作を防止すると同時に、四輪に駆動力を分散することでアンダステアを含む走行安定性を高めることができるようにしてある。なお、このような低温作動環境で設定される第2前輪配分トルク $T_{q2}$ は、前記作動流体の温度特性並びに流体圧制御装置の温度特性に応じて適宜に設定すればよく、前述では或

る閾値以下で一定としたが、これを何段階かに分けてもよいし、或る特性に応じて連続的に変化させるようにすることも勿論可能である。

【0039】一方、このような低温作動環境以外の通常温度作動環境下で、前後輪間の駆動力配分制御を実施する際に、本実施形態の駆動力配分調整手段がクラッチ機構から構成されている関係上、例えば主駆動輪である後輪にのみ駆動力を伝達するために前記圧力調整弁50へのデューティ比を“0”%としてしまうと、前記クラッチ機構37のフリクションプレート37bとフリクションディスク37dとが完全に離間してしまう。この状態から、例えば当該クラッチ機構37のフリクションプレート37bとフリクションディスク37dとが接触し始めて係合力がほぼ“0”となる状態を乗り越えて、更に両者の係合力を高める指令信号が出力されると、前輪への駆動力の経時変化に不連続点が発生し、またクラッチ機構37が接触開始するまでの応答時間によって前輪への駆動力配分制御に応答遅れが発生し、またクラッチ機構37が短時間に係合することによる衝撃が生じる可能性もある。そこで、前記図6の制御マップによれば、前記作動流体温度 $T$ が前記所定閾値 $T_1$ 以上の領域では、前輪への駆動力が発生しない程度にクラッチ機構37が軽く接触する前記小さな所定値 $T_{q20}$ を、いわゆる第2前輪配分トルク $T_{q2}$ のインシャルトルクに設定することで、前述のような応答遅れや衝撃発生を回避できるようにしてある。

【0040】次に、図4の演算処理ではステップS3で読込まれたスロットル開度 $\theta$ から、同ステップS9又はステップS10で第3前輪配分トルク $T_{q3}$ が算出設定される。前記第1前輪配分トルク $T_{q1}$ のように、既存の前後輪間駆動力配分制御の大半が、実際に発生する前後輪速差 $\Delta V_w$ のフィードバック制御である関係から、クラッチ機構37の係合力が変化してから副駆動輪である前輪2FL、2FRの駆動力が路面に伝達されるまでの間には、当該前輪側駆動系、より具体的には前輪側出力軸16、フロントディファレンシャルギヤ18及び前輪側ドライブシャフト20と前輪2FL、2FR自身の回転慣性に抗してエンジンの出力が当該前輪2FL、2FRに伝達されるまでの応答遅れと、当該前輪2FL、2FRのタイヤが路面を蹴って回転するまでの応答遅れとがあるから、この前後輪速差 $\Delta V_w$ のフィードバック制御系では、特に、低 $\mu$ 路面の車両発進時等において最も後輪2RL、2RRのスリップが発生し易い状況下での応答遅れが大きくなり、その収束性が悪化する可能性がある。

【0041】そこで、図4の演算処理では、ステップS8の判定により車体速と等価又はほぼ等価と見なせる前輪速 $V_{wf}$ が所定車体速 $V_{c0}$ 以下の領域であると、車両発進時であると判断してステップS9に移行する。そして、後輪2RL、2RRに発生すると考えられるスリッ

プ量とエンジン出力とスロットル開度とが互いにリニアな関係にあると見なし、このうち最も時系列的に早いスロットル開度 $\theta$ を検出し、同演算処理のステップS9で用いられる図7の制御マップでは、このスロットル開度 $\theta$ の増加と共に第3前輪配分トルク $T_{q3}$ を増加させてフィードフォワード制御の成分とし、このフィードフォワード制御成分を有する第3前輪配分トルク $T_{q3}$ を設定する。この第3前輪配分トルク $T_{q3}$ が最終的な目標前輪配分トルク $T_q$ に設定されたときには、前述のような発進時における後輪2RL、2RRの過大なスリップを未然に防止し、或いは発生したスリップのその後の収束性が高められるようにしてある。また、本実施形態では、前輪速 $V_{wf}$ が所定車体速 $V_{c0}$ より大きい領域であると、車両発進時でないと判断してステップS10に移行し、第3前輪配分トルク $T_{q3}$ を“0”に設定して前記発進時フィードフォワード制御が強制的に終了される。なお、前記第3前輪配分トルク $T_{q3}$ の制御マップは前述に限定されるものではなく、制御入力と同じくスロットル開度 $\theta$ に設定した場合でも、エンジンの出力特性や後輪に発生すると考えられるスリップ量の特性に応じて適宜に設定すべきである。また、本実施形態では、前述のようにアクセルペダルを或る程度踏込んだ状態に相当するスロットル開度 $\theta$ が所定値 $\theta_1$ であるときに、前記通常温度作動環境時に設定される前記第2前輪配分トルク $T_{q2}$ が前記小さな所定値 $T_{q20}$ となるようになっている。

【0042】一方、高 $\mu$ 路面を発進した直後の車両が旋回走行に移行すると、クラッチ機構37の係合力が大き過ぎることにより、旋回半径の大きい前輪が旋回半径の小さい後輪よりも速く(多く)回転することによる前後輪間の回転数差を吸収できず、インターロックがかかってタイトコーナブレーキ現象が発生してしまう可能性がある。

【0043】そこで、図4の演算処理では、ステップS11で前後輪速差 $\Delta Vw$ が負値( $\Delta Vw < 0$ )であるか否( $\Delta Vw \geq 0$ )かを判定し、前後輪速差 $\Delta Vw$ が負値を示すと旋回走行を行っていると判断してステップS12に移行し、第3前輪配分トルク $T_{q3}$ が再度“0”に設定される。これにより、高 $\mu$ 路面を発進した直後に旋回走行に移行しても、第3前輪配分トルク $T_{q3}$ を“0”とすることでクラッチ機構37の係合力がほとんど零となり、タイトコーナブレーキ現象を回避することができる。なお、ステップS11で前後輪速差 $\Delta Vw$ が“0”以上の正值であると車両が旋回走行を行っていないと判断し、第3前輪配分トルク $T_{q3}$ は再設定されない。

【0044】次に、図4の演算処理のステップS13で、前述のようにして設定された第1～第3前輪配分トルク $T_{q1} \sim T_{q3}$ のうちの最大値が、後述する最終的な目標前輪配分トルク $T_q$ の基準値となる基準前輪配分

トルク $T_B$ として選出される。これは、ここまで説明した各前輪配分トルク $T_{q1} \sim T_{q3}$ が夫々、車両の走行状態や運転者の操作入力等に応じて独立に設定されたものであり、しかも夫々の前輪配分トルク $T_{q1} \sim T_{q3}$ の目的が走行安定性を高めるという共通したものであるために、何れかを優先するとか何れの比率を高めるという考慮なく、最も走行安定性向上に寄与する前輪配分トルク $T_{q1} \sim T_{q3}$ の最大値を基準前輪配分トルク $T_B$ に選出する。

【0045】次に図4の演算処理のステップS14からステップS17では、前記モードセレクト信号 $S_4$ 、 $S_2$ に応じた目標前輪配分トルク $T_q$ の算出力が行われる。即ち、前述のようにして設定された各前輪配分トルク $T_{q1} \sim T_{q3}$ は、走行状態や運転者の操作入力に応じた最適な四輪駆動状態を期待して運転者が意図的に四輪自動走行モードを選択しているときに実行されるべきであり、二輪走行モードが選択されているときには、本来的に運転者の意思を尊重してその通りの走行状態を創造すべきである。そこで、四輪自動走行モードが選択されているときにはステップS14からステップS15に移行し、基準前輪配分トルク $T_B$ がそのまま目標前輪配分トルク $T_q$ として算出力される。また、二輪走行モードが選択されているときにはステップS14からステップS16及びステップS17移行し、目標前輪配分トルク $T_q$ は“0”として算出力される。

【0046】したがって、本実施形態では、車両が四輪自動走行モードを選択して通常走行(例えば20km/hを越えた走行)を行っているときに、低 $\mu$ 路面での急加速等により主駆動輪である後輪2RL、2RRが車体速を上回ってスリップした場合には、前後輪速差 $\Delta Vw$ ( $\Delta Vw = V_{wr} - V_{wf}$ )が正值を示すことにより、図5に示した制御マップの参照によって目標前輪配分トルク $T_q$ を速やかに増加させ、例えば前後輪駆動力配分量が50:50となるまで副駆動輪である前輪への配分駆動力を大きくすることにより、アンダステアを含む走行安定性を最大限に高めることができる。

【0047】また、同様の通常走行を行っているときに、下り低 $\mu$ 路面でエンジンプレーキをかけた場合や高 $\mu$ 路面で旋回走行を行う場合には、前輪速 $V_{wf}$ が後輪速 $V_{wr}$ より増大することから前後輪速差 $\Delta Vw$ が小さな負値を示すことにより、図5に示した制御マップの参照によって目標前輪配分トルク $T_q$ を“0”として前輪(副駆動輪)への配分駆動力を略零とすることで、エンジンプレーキ時の後輪ロック傾向や旋回走行時のタイトコーナブレーキ現象を回避することができる。

【0048】さらに、リザーバ35b内の作動流体温度 $T$ が通常温度作動環境下では、図6に示した制御マップの参照により、前輪への駆動力が発生しない程度にクラッチ機構37が軽く接触する小さな目標前輪配分トルク $T_q$ のイニシャルトルクが設定されているので、前輪へ

の駆動力配分制御における応答遅れや衝撃発生を回避することができる。

【0049】一方、車両が四輪自動走行モードを選択して低 $\mu$ 路面を発進するときには、車体速（前輪速 $V_{w_f}$ ）が所定車体速 $V_{c0}$ （例えば20km/h）以下であることを判断した後、他の走行状態検出信号（前輪速 $V_{w_f}$ 、後輪速 $V_{w_r}$ 等）と比較して時系列的に最も早く検出可能なスロットル開度信号に基づいて図7に示した制御マップの参照により目標前輪配分トルク $T_q$ が設定されるので、発進時における後輪の過大なスリップを未然に防止し、或いは発生したスリップのその後の収束性をも高めることができる。

【0050】さらに、車両が四輪自動走行モードを選択し、高 $\mu$ 路面を発進した直後に旋回走行するときには、車体速（前輪速 $V_{w_f}$ ）が所定車体速 $V_{c0}$ （例えば20km/h）以下であることを判断し、且つ前輪速 $V_{w_f}$ が後輪速 $V_{w_r}$ より増大することから前後輪速差 $\Delta V_w$ が負値であることを判断した後、目標前輪配分トルク $T_q$ を“0”とする。そして、第1～第3前輪配分トルク $T_{q1}$ 、 $T_{q2}$ 、 $T_{q3}$ の中で第2前輪配分トルク $T_{q2}$ 、即ち、イニシャルトルクが最大値となることにより、このイニシャルトルクが前輪（副駆動輪）への配分駆動力となる。

【0051】これにより、高 $\mu$ 路面を発進した直後に旋回走行に移行しても、前後輪で発生した回転数差を吸収することが可能なクラッチ機構37の係合力となるので、タイトコーナブレーキ現象を回避することができる。さらにまた、本実施形態では、車両が旋回走行に移行したことの判定を、前後輪速差 $\Delta V_w$ が負値（ $\Delta V_w < 0$ ）であるか否かの判定により容易に行うことができるので、簡便な演算処理を実現することができる。

【0052】以上より、前記クラッチ機構37及び圧力源35及び圧力制御弁50が本発明の四輪駆動制御装置の駆動力配分調整手段に相当し、以下同様に前記前後輪速センサ54、56及び図4の演算処理のステップS1及びステップS5が回転数差検出手段に相当し、図4の演算処理のステップS3がスロットル開度検出手段に相当し、図4の演算処理のステップS8が車両走行判断手段に相当し、図4の演算処理のステップS11及びステップS12が配分量停止手段に相当し、図4の演算処理全体が駆動力配分制御手段に相当する。

【0053】なお、前記実施形態では後輪駆動車両をベースにした四輪駆動車両について詳述したが、この種の四輪駆動車両に限定されるものではなく、前輪駆動車両をベースにした四輪駆動車両に搭載されるトランスファのクラッチ機構を制御するものであってもよい。また、前記実施形態ではクラッチ機構として流体圧駆動による流体式摩擦クラッチを用いた場合について説明したが、本発明は駆動力を連続的に配分できるクラッチであれば例えば電磁クラッチ機構等にも採用できる。

【0054】また、前記実施形態では車体速の評価に副駆動輪速を用いたが、前述のように当該副駆動輪への駆動力変動によって変動する副駆動輪の影響が車体速に表れないように、適切なフィルタをかけて用いてもよいし、或いは既存のアンスキッド制御装置等に用いられる疑似車速（推定車体速）を転用するようにしてもよい。また、前記実施形態はコントロールユニット58としてマイクロコンピュータを適用した場合について説明したが、これに代えてカウンタ、比較器等の電子回路を組み合わせて構成することもできる。

【0055】また、前記実施形態の可変トルククラッチを付勢する作動流体として、油、水等の流体、空気等の気体を適用し得ることは言うまでもない。また、前記オイルポンプの回転駆動源としては前記電動モータに限らず、エンジンの回転出力を用いることも可能である。

【0056】

【発明の効果】以上説明したように本発明の請求項1記載の車両の四輪駆動制御装置は、車両が高 $\mu$ 路面を発進した直後に旋回走行に移行する場合には、配分量停止手段が、車両の前輪回転数が後輪回転数を上回っていることを判断し、スロットル開度検出値に基づいて設定される前記副駆動輪への駆動力配分量を、車両の後輪回転数が前輪回転数を上回っているときの前記副駆動輪への駆動力配分量よりも小さく設定し、前後輪で発生した回転数差を吸収することが可能な摩擦クラッチの係合力とするので、タイトコーナブレーキ現象の発生を回避することができる。

【0057】また、車両が低 $\mu$ 路面を発進する際には、スロットル開度検出手段のスロットル開度検出値に基づくフィードフォワード制御による副駆動輪への駆動力配分量が設定されて主駆動輪のスリップの発生が抑制されるので、発進性を良好とすることができる。したがって、本発明は、高 $\mu$ 路面での発進直後の旋回によるタイトコーナブレーキ現象の回避及び低 $\mu$ 路面における発進性の向上を同時に実現することができる。

【0058】また、請求項2記載の発明は、請求項1記載の効果を得ることができるとともに、新たな制御手段として配分量停止手段を付加することなく、車両の通常走行時において主副駆動輪間の駆動力配分量の設定制御を行うために使用されている回転数差検出手段により検出した主駆動輪及び副駆動輪の回転数差検出値の正負値の判定を行うだけで、前輪回転数が後輪回転数を上回っているか否かを判断する配分量停止手段としているので、駆動力配分制御を簡便な制御手段により実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の車両の四輪駆動制御装置の一例を示す車両構成の概略説明図である。

【図2】図1の前後輪間駆動力配分制御装置の一例を示す概略構成図である。

【図3】図2の前後輪間駆動力配分制御装置で用いられるデューティ比と目標前輪配分トルクの相関関係図である。

【図4】図2の前後輪間駆動力配分制御装置の一実施形態の演算処理を示すフローチャートである。

【図5】図4の演算処理で、第1前輪配分トルクを算出設定するための制御マップである。

【図6】図4の演算処理で、第2前輪配分トルクを算出設定するための制御マップである。

【図7】図4の演算処理で、第3前輪配分トルクを算出設定するための制御マップである。

【符号の説明】

1 エンジン

2 FL~2RR 前左輪~後右輪

3 駆動力系

4 駆動力配分制御装置

12 変速機

14 トランスファ

16 前輪側出力軸

18 前輪側ディファレンシャルギヤ

20 前輪側ドライブシャフト

22 プロペラシャフト

24 後輪側ディファレンシャルギヤ

26 後輪側ドライブシャフト

35 流体圧力源

37 クラッチ機構

48 スロットル開度センサ

50 圧力制御弁

51 流体温センサ

52 モードセレクトスイッチ

54 前輪速センサ

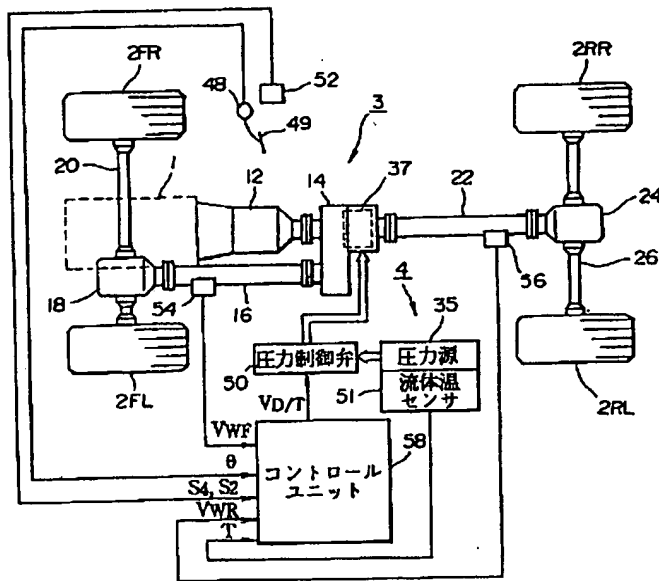
56 後輪速センサ

58 コントロールユニット

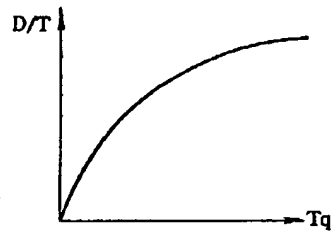
59 駆動回路

70 マイクロコンピュータ

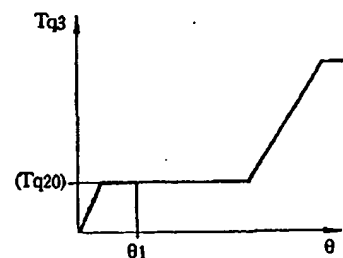
【図1】



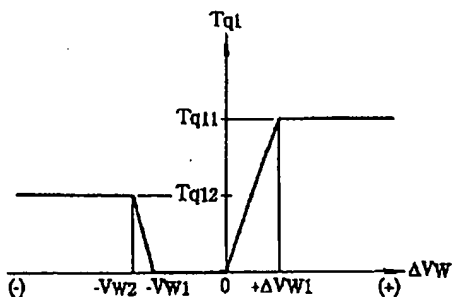
【図3】



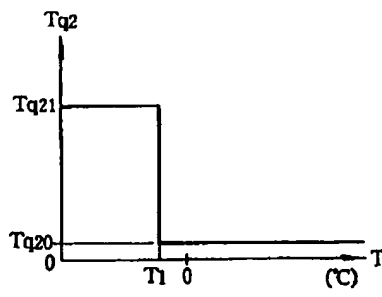
【図7】



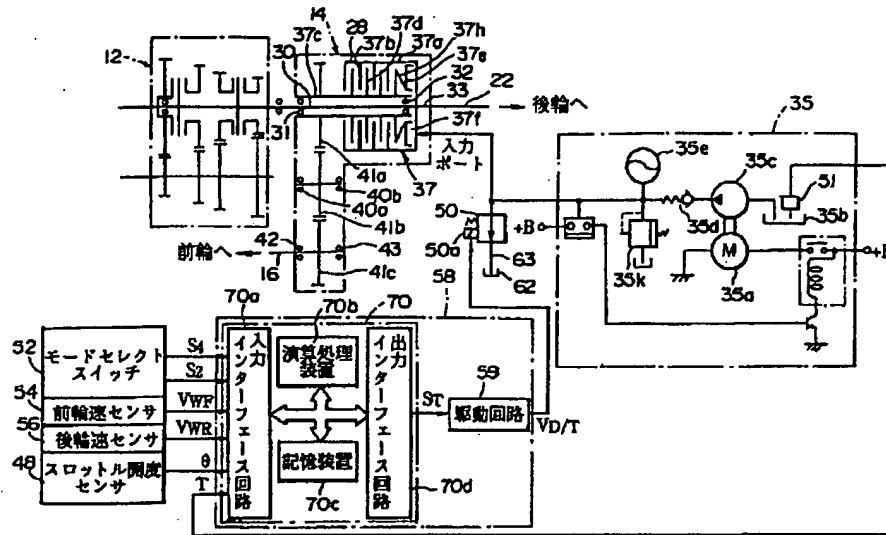
【図5】



【図6】



【図2】



【図4】

